

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

特許第3133766号  
(P3133766)

(45) 発行日 平成13年2月13日(2001.2.13)

(24) 登録日 平成12年11月24日(2000.11.24)

(51) IntCl.<sup>7</sup>

識別記号

F 1

B 0 2 C 1/02

B 0 2 C 1/02

B

請求項の数 5 (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願平9-535119

(86) (22) 出願日 平成9年3月27日(1997.3.27)

(86) 国際出願番号 PCT/J P 97/01045

(87) 国際公開番号 WO 97/36683

(87) 国際公開日 平成9年10月9日(1997.10.9)

審査請求日 平成10年9月17日(1998.9.17)

(31) 優先権主張番号 特願平8-103914

(32) 優先日 平成8年3月29日(1996.3.29)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(73) 特許権者 099999999

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂2丁目3番6号

(72) 発明者 田村 幸夫

神奈川県川崎市川崎区中瀬3丁目20番1  
号 株式会社小松製作所建設ロボット部  
内

(72) 発明者 黒原 基樹

神奈川県川崎市川崎区中瀬3丁目20番1  
号 株式会社小松製作所建設ロボット部  
内

(72) 発明者 宮西 良一

神奈川県川崎市川崎区中瀬3丁目20番1  
号 株式会社小松製作所建設ロボット部  
内

審査官 黒石 幸志

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ジョークラッシャの出口隙間調整機構

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 固定ジョー (3a) と、

前記固定ジョー (3a) に対面するスイングジョー (3b)

と、

前記スイングジョー (3b) の背面側に位置するトルブ  
ブロック (3c) と、前記固定ジョー (3a) を固定し、前記スイングジョー  
(3b) の上端を軸着するクランク軸 (3d) を支承し、か  
つ前記トルブブロック (3c) の位置を調整自在に固定す  
る基台 (3e) と、前記スイングジョー (3b) の背面に設けた第1当接部  
(3b1) に一端を当接すると共に、前記トルブブロック  
(3c) の前記スイングジョー (3b) 側に設けた第2当接  
部 (3c1) に他端を当接するトルブプレート (3f) と、  
前記トルブプレート (3f) の両端を前記第1当接部 (3b

10

2

1) と前記第2当接部 (3c1) とで当接すべく、前記スイ  
ングジョー (3b) の背面と前記基台 (3e) 側との間に架  
設されて、前記スイングジョー (3b) と前記基台 (3e)  
側とを互いに引き合わせる張力を有するプリテンション  
部材 (3g) とを備え、前記クランク軸 (3d) を回転させて前記スイングジョー  
(3b) をスイングさせることにより、前記固定ジョー  
(3a) の上端と前記スイングジョー (3b) の上端との間  
から投入された被破砕物 (5) を破砕し、前記固定ジョー  
(3a) の下端と前記スイングジョー (3b) の下端との  
間となる出口隙間 (δ) から前記被破砕物 (5) の破砕  
粒を排出するに際し、前記トルブブロック (3c) の位置  
を調整して前記出口隙間 (δ) を調整し、前記破砕粒の  
粒度を調整自在とするジョークラッシャの出口隙間調整  
機構において、

(2)

特許3133766

3

前記トグルブロック(3c)は、前記基台(3e)側に、上面が下り斜面である突出部(3c4)を形成し、前記基台(3e)は、前記トグルブロック(3c)側に、前記突出部(3c4)に合致する形状を有して前記突出部(3c4)を嵌接可能とするV形開口部(3e1)を形成し、前記トグルブロック(3c)の下り斜面と、前記基台(3e)との間に、出し入れ自在のシム(3j)を有することを特徴とするジョークラッシャの出口隙間調整機構。

【請求項2】請求の範囲1記載のジョークラッシャの出口隙間調整機構において、

前記ブリテンション部材(3q)は、前記スイングジョー(3b)の背面と前記トグルブロック(3c)との間に架設され、かつ前記トグルブロック(3c)の自重に基づく前記第2当接部(3c1)回りのモーメント $M_b$ と、前記スイングジョー(3b)の背面と前記トグルブロック(3c)とを引き合わせる前記ブリテンション部材(3q)の張力に基づく前記第2当接部(3c1)回りのモーメント $M_s$ とが、 $M_b > 0$ として $M_b + M_s > 0$ の関係を満たすように架設されることを特徴とするジョークラッシャの出口隙間調整機構。

【請求項3】請求の範囲2記載のジョークラッシャの出口隙間調整機構において、

前記トグルブロック(3c)は、前記シム(3j)を介して、前記基台(3e)に対し雄ねじ(3i)によって固定されることを特徴とするジョークラッシャの出口隙間調整機構。

【請求項4】請求の範囲1記載のジョークラッシャの出口隙間調整機構において、

前記ブリテンション部材(3q)は、前記スイングジョー(3b)の背面と前記トグルブロック(3c)との間に架設されて、前記トグルブロック(3c)と前記基台(3e)との間に架設される流体圧シリンダ(3k)と、前記流体圧シリンダ(3k)の圧力回路の内、前記トグルブロック(3c)を前記基台(3e)側へ移動させる側の回路に設けられるアルキュムレータ(3k5)とを備えることを特徴とするジョークラッシャの出口隙間調整機構。

【請求項5】請求項4記載のジョークラッシャの出口隙間調整機構において、

前記アルキュムレータ(3k5)の内圧を検出し、前記検出した内圧が第1所定圧まで低下しているとき、低下したときから所定期間、又は低下したときから第2所定圧に昇圧するまで、前記アルキュムレータ(3k5)を設ける回路に流体圧を自動供給する制御手段(3k3)を備えることを特徴とするジョークラッシャの出口隙間調整機構。

【発明の詳細な説明】

技術分野

本発明は、破碎粒の粒径を自在に変更するためのジョークラッシャの出口隙間調整機構に関する。

背景技術

4

ジョークラッシャを図17の自走式クラッシャを参照し説明する。例機は例えばホッパ1と、フィーダ2と、ジョークラッシャ3と、ベルトコンベア4等とを有して自走可能とされている。ホッパ1に投入されたコンクリートや岩石等の被破碎物5は、フィーダ2によってジョークラッシャ3上端の開口部からジョークラッシャ3内に適量投入されて破碎され、ジョークラッシャ3下端の出口隙間 $\delta$ からベルトコンベア4上に排出されて製品となる。このジョークラッシャ3の出口隙間調整機構を、図18を参照して詳述する。尚、以下の説明で用いる上下左右前後や背面等の方向用語は例機から見てのものとする。また例機は図示左側を前側とする。

ジョークラッシャ3は、固定ジョー3aと、固定ジョー3aに対面するスイングジョー3bと、スイングジョー3bの背面側に位置するトグルブロック3cと、固定ジョー3aを固定し、スイングジョー3bの上端を軸着する偏心したクランク軸3dを支承し、かつトグルブロック3cの位置を調整自在に固定する基台3e(例機の機体となる)と、スイングジョー3bの背面に設けた第1当接部3c1に一端を当接すると共にトグルブロック3cのスイングジョー3b側に設けた第2当接部3c1に他端を当接するトグルプレート3fと、トグルプレート3fの両端を第1当接部3c1と第2当接部3c1とで当接すべく、スイングジョー3bの背面と基台3e側との間に架設されてこれらスイングジョー3bと基台3e側とを互いに引き合わせる張力を有するブリテンション部材3qと、を有する。

ここで固定ジョー3aとスイングジョー3bとの離間幅は、上端の開口から下端の出口隙間 $\delta$ に向かって徐々に狭くなる。従ってクランク軸3dを回転させてスイングジョー3bをスイングさせると、固定ジョー3aとスイングジョー3bとの間に投入された被破碎物5は破碎され、下降するに従い細粒化し、出口隙間 $\delta$ から排出される。即ちトグルブロック3cの基台3eへの固設位置を前後方向Xに調整することにより(即ち、出口隙間 $\delta$ を調整することにより)、破碎粒の粒径を自在に変更できる。詳しくは次の通り。

トグルブロック3cは、このトグルブロック3cの上方に位置して基台3eに固設した第1ブラケット3e2に対し、雄ねじ3hとダブルナット3h1とで吊り下げられる。即ち、第1ブラケット3e2には前後方向Xに長い、上下方向Zの長孔を有する。雄ねじ3hはこの長孔を貫通してトグルブロック3c上部に螺合される。ダブルナット3h1は雄ねじ3hの頭部側(第1ブラケット3e2の上側)に螺着され、その下面は第1ブラケット3e2上面に当接し、これによりトグルブロック3cを第1ブラケット3e2から吊り下げ、第1ブラケット3e2からの(即ち、基台3eからの)トグルブロック3cの脱落を阻止する。またトグルブロック3cは、このトグルブロック3cの後方に位置して基台3eに固設した第2ブラケット3e3に対し、雄ねじ3iと、シム3jと、ダブルナット3i1とで固設される。即ち、第

50

(3)

特許3133766

5

2ブラケット3e3には前後方向Xの孔を有する。雄ねじ3iはこの孔を貫通してトグルブロック3cの後面に螺合される。ダブルナット3i1は雄ねじ3iの頭部側(第2ブラケット3e3の後側)に螺合され、その前面は第2ブラケット3e3の後面に当接し、これによりトグルブロック3cを第2ブラケット3e3(即ち、基台3e2)に固設する。尚、シム3iはトグルブロック3cと、第2ブラケット3e3との間に着脱自在に挟まれる。従って出口隙間δの調整は、先ず両ダブルナット3h1、3i1と、両雄ねじ3h、3iとを緩め、トグルブロック3cを上下方向Z及び前後方向Xに移動可能とする。そしてトグルブロック3c後部と基台3eとの間に別途設けた油圧シリンダ(図示せず)によってトグルブロック3cを前後方向Xに移動させ、所定位置で停止させる。そしてトグルブロック3cと第2ブラケット3e3との間に、所定厚さのシム3iを出し入れする。そして油圧シリンダによってトグルブロック3cを前後方向Xに移動させてトグルブロック3cが停止したとき、両雄ねじ3h、3iを所定量だけ締め込んでトグルブロック3cを完全に固定し、その後、両ダブルナット3h1、3i1を締め込んでトグルブロック3cの基台3eへの固定位置を確保する。即ちスイングジョー3bはトグルブロック3cからトグルプレート3fを経て設けられているため、シム3iの出し入れ分だけ前後方向Xに移動し、これにより出口隙間δは調整される。

尚、前述の通り、スイングジョー3bの下部背面と基台3eの下部との間には、トグルプレート3fの両端を第1当接部3b1と第2当接部3c1とで当接すべく引き合わせる張力を予め与えるプリテンション部材3gが架設されている。従って出口隙間δの調整は、プリテンションを取り除いた状態で行うのが好ましく、また上記出口隙間δの調整に引き続き、その調整分(即ち、シム3iの出し入れ分)に対応してプリテンション部材3gのプリテンションも再調整する必要がある。この再調整を行わないと、スイングジョー3bが円滑にスイングしなくなるからである。そこでプリテンション部材3gは、スイングジョー3bの下部背面に一端をビン連結されたロッド3q1と、ロッド3q1の他端に設けたねじ部3q2と、基台3eの下部と前記ねじ部3q2とに両端を当接するバネ3q3とを有している。即ち、ジョークラッシャ3の出口隙間δの調整時には、ねじ部3q2を回してプリテンションを除去し、また調整後の出口隙間δに応じたプリテンションを再設定することとなる。

しかし、上記従来のジョークラッシャの出口隙間調整機構では、出口隙間δの調整時、油圧シリンダ(図示せず)の駆動作業の外、手作業による両ダブルナット3h1、3i1、両雄ねじ3h、3i及び螺子部3q2を夫々回す必要があり、非常に手数が掛かる。しかもプリテンション部材3gのバネ3q3のテンションは、スイングジョー3bがスイングしたときでもこれを基台3eへ固定させるためのものであるから、極めて大きな張力(具体的には数トン)と

6

なる。このような大きな張力を、出口隙間δの調整の部度、最適値に手作業によって調整することは、作業者にとって極めて辛勞作業となる。またその工具も大型化し、保管等も大変である。さらにまた、大きな工具のための広い動作空間もジョークラッシャ3に確保する必要がある。このため、例機やジョークラッシャ3のコンパクト化の妨げとなる。

発明の開示

本発明は、かかる従来技術の問題点を解消するためになされたもので、容易に調整できる簡単構造のジョークラッシャの出口隙間調整機構の提供を目的とする。

本発明に係るジョークラッシャの出口隙間調整機構は、第1に、

固定ジョーと、固定ジョーに対面するスイングジョーと、スイングジョーの背面側に位置するトグルブロックと、固定ジョーを固定し、スイングジョーの上端を軸着するクランク軸を支承し、かつトグルブロックの位置を調整自在に固定する基台と、スイングジョーの背面に設けた第1当接部に一端を当接すると共に、トグルブロックのスイングジョー側に設けた第2当接部に他端を当接するトグルプレートと、トグルプレートの両端を第1当接部と第2当接部とで当接すべく、スイングジョーの背面と基台側との間に架設されて、スイングジョーと基台側とを互いに引き合わせる張力を有するプリテンション部材とを備え、クランク軸を回転させてスイングジョーをスイングさせることにより、固定ジョーの上端とスイングジョーの上端との間から投入された被破砕物を破砕し、固定ジョーの下端とスイングジョーの下端との間となる出口隙間から被破砕物の破砕粒を排出するに際し、トグルブロックの位置を調整して出口隙間を調整し、破砕粒の粒径を変更自在とするジョークラッシャの出口隙間調整機構において、

トグルブロックは、基台側に、上面が下り斜面である突出部を形成し、基台は、トグルブロック側に、突出部に合致する形状を有して突出部を挟接可能とするV形開口部を形成し、トグルブロックの下り斜面と、基台との間に、出し入れ自在のシムを有することを特徴としている。

かかる第1構成によれば、基台側に、上面が下り斜面である突出部を有するトグルブロックと、このトグルブロック側に、突出部に合致した形状を有してこの突出部を挟接可能とするV形開口部を有する基台とを備えるため、スイングジョーの自重と破砕時の破砕反力とが、トグルプレートを介してトグルブロックを後方へ押して、トグルブロックをシム又は基台に当接させる。このため従来の雄ねじ(例えば、図18の3h、3i)を用いることなく、トグルブロックの上下方向及び前後方向への移動を阻止できる。即ち従来の雄ねじの人手による調整作業を無くすることができ、容易に調整できる簡単構造のジョークラッシャの出口隙間調整機構となる。

(4)

特許3133766

7

第2に、第1構成のジョークラッシャの出口隙間調整機構において、

ブリテンション部材は、スイングジョーの背面とトグルブロックとの間に架設され、かつトグルブロックの自重に基づく第2当接部回りのモーメント $M_2$ と、スイングジョーの背面とトグルブロックとを引き合わせるブリテンション部材の張力に基づく第2当接部回りのモーメント $M_3$ とが、「 $M_2 > 0$ 」として「 $M_2 + M_3 > 0$ 」の関係を満足するように架設されることを特徴としている。

かかる第2構成は第1構成を基礎としている。従って第1構成の作用効果をそのまま有する。さらに、両モーメント $M_2$ 、 $M_3$ が、「 $M_2 > 0$ 」として「 $M_2 + M_3 > 0$ 」の関係を満足している。このため、トグルブロックの下面は常時、基台のV形開口部の上面に接地する。従ってスイングジョーの慣性力によりトグルブロックが振動しても、その振動方向は単純化する。即ち、例えばトグルブロックを基台側に固定する各種手段も単純化、かつ小型化できるようになる。また例えばトグルブロックと基台との当接面は振動によって磨耗するが、この磨耗も単純モードとなり、これを見越して例えば表面硬化処理したシムの形状改善が行い易くなる。

第3に、第2構成のジョークラッシャの出口隙間調整機構において、

トグルブロックは、シムを介して、基台に対し雄ねじによって固定されることを特徴としている。

かかる第3構成は第1、第2構成を基礎としている。従って、第1、第2構成の作用効果をそのまま有す。即ち第3構成によれば、雄ねじの耐破断性が向上し、またシムの形状や強度に対する設計上の設定が容易となる。従って不慮の故障を阻止し易くなる。

第4に、第1構成のジョークラッシャの出口隙間調整機構において、

ブリテンション部材(3g)は、スイングジョーの背面とトグルブロックとの間に架設されて、トグルブロックと基台との間に架設される流体圧シリンダと、流体圧シリンダの圧力回路の内、トグルブロックを基台側へ移動させる側の回路に設けられるアキュムレータとを備えることを特徴としている。

かかる第4構成は第1構成を基礎としている。従って第1構成の効果をそのまま有する。さらに次の効果を奏する。従来のブリテンション部材は、スイングジョーの下部背面と基台との間に架設してある。このため、出口隙間の調整の都度、ブリテンション部材のブリテンションを緩めたり、また再調整する必要があった。ところが第4構成によれば、ブリテンション部材に触れることなく、ジョークラッシャの出口隙間を調整できる。即ちブリテンション部材の調整が不要となる。即ち、その分の従来の労作作業を解消できる。

さらに従来では、ジョークラッシャの出口隙間の調整時だけに用いた油圧シリンダを、従来の雄ねじ(例え

8

ば、図18の3i)に替えて用いることができる。即ち第4構成では、前述の通り、トグルブロックと基台とは、突出部とV形開口部とで当接する。従ってトグルブロックはそれ以上の後方へ移動できない。ところが、クラッシャの稼働時、スイングジョーの慣性力によってトグルブロックが基台(又はシム)に対してガタ付くことがある。即ち第4構成は、従来、ジョークラッシャの出口隙間の調整時だけに用いた油圧シリンダを、従来の雄ねじに替えて、ジョークラッシャの稼働時におけるトグルブロックのガタ付き阻止のためにも活用している。しかも流体圧シリンダであるため、トグルブロックのガタ付きの完全阻止のためのアキュムレータも付設してある。尚、ブリテンション部材はスイングジョーの背面とトグルブロックとの間に架設してあるため、流体圧シリンダの伸縮とは無関係であり、上記第1構成の効果を減殺することがない。

第5に、第4構成のジョークラッシャの出口隙間調整機構において、

アキュムレータの内圧を検出し、検出した内圧が第1所定圧まで低下しているとき、低下したときから所定期間、又は低下したときから第2所定圧に昇圧するまで、アキュムレータを設ける回路に流体圧を自動供給する制御手段を備えることを特徴としている。

かかる第5構成は第1、第4構成を基礎としている。従って、第1、第4構成の作用効果をそのまま有す。さらに、流体圧シリンダであるために、トグルブロックのガタ付き完全阻止のためのアキュムレータの特徴を加味した自動制御が可能となる。即ち第5構成によれば、ジョークラッシャの出口隙間の調整は、シムの出し入れを除く殆どを自動化したものである。

図面の簡単な説明

図1は本発明の第1実施例に係る狭い出口隙間調整時の側面図である。

図2は本発明の第1実施例に係る広い出口隙間調整時の側面図である。

図3は本発明の第1実施例に係るトグルブロック固設部の平面図である。

図4は本発明の第1実施例に係るシムの平面図である。

図5は本発明の第1実施例に係る油圧回路図である。

図6は本発明の第1実施例に係る他の油圧回路図である。

図7は図1のトグルプレートの向きを示す図である。

図8は図2のトグルプレートの向きを示す図である。

図9は本発明の第2実施例に係る側面図である。

図10は本発明の第2実施例に係るトグルブロック固設部の平面図である。

図11は本発明の第2実施例に係る単動シンド縮め時の側面図である。

図12は本発明の第2実施例に係る単動シンド伸び時の

50

9

側面図である。

図13は本発明の第2実施例に係る複動シンダ縮め時の側面図である。

図14は本発明の第2実施例に係る複動シンダ伸び時の側面図である。

図15は本発明の第2実施例に係るトグルブロックの側面図である。

図16は本発明の第2実施例に係るトグルブロックの側面図である。

図17は従来の自走式クラッシャの側面図である。

図18は従来のジョークラッシャの側面図である。

発明を実施するための最良の形態

本発明の好ましい実施例を以下に詳述する。

第1実施例を図1～図8を参照し説明する。尚、第1実施例を掲載した例機は、前記図17の自走式クラッシャとする。従って前記図17、図18と同一部分には同一符号を付し重複説明を省略する。

図1、図2に示す通り、ジョークラッシャ9は、固定ジョー3aと、固定ジョー3aに対面するスイングジョー3bと、スイングジョー3bの背面側に位置するトグルブロック3cとを有している。さらに固定ジョー3aを固定し、スイングジョー3bの上端を回転するクランク軸3dを支承し、かつトグルブロック3cの位置を調整自在に固定する基台3eを有している。さらにスイングジョー3bの背面に設けた第1当接部3b1に一端を当接すると共に、トグルブロック3cのスイングジョー3b側に設けた第2当接部3c1に他端を当接する。トグルプレート3fを有している。さらにトグルプレート3fの両端を第1当接部3b1と第2当接部3c1とで当接すべく、スイングジョー3bの背面と、トグルブロック3cの側面との間に架設した左右方向の左右2本のブリテンション部材3g、3g'を有している。

左右2本の各ブリテンション部材3g、3g'は夫々、図1、図3に詳記する通り、スイングジョー3bの背面に一端をピン連結されたロッド3q1と、このロッド3q1の他端に螺着されたねじ部3q2と、トグルブロック3cの側面（即ち、左右面の夫々）に固設したブラケット3c2と、このブラケット3c2に固設した前後方向Xの筒部材3c3と、この筒部材3c3の後面とねじ部3q2の前面とに前後両端を当接したパネ3q3とを有している。即ち、ねじ部3q2を回すことにより、パネ3q3に対して出口隙間δに依じたブリテンションを自在に確保できる。

トグルブロック3cは、図1～図3に示す通り、基台3e側に、上面が下り斜面である突出部3c4（図示する通り、断面V形の突出部3c4）を備えている。一方、基台3eは、トグルブロック3c側に、前記突出部3c4に合致した形状を有してこの突出部3c4を挾接可能とされたV形開口部3e1を有している。そしてトグルブロック3cの下り斜面と、基台3eとの間に、図4に示す出入れ自在とされたシム3jを有している。

またトグルブロック3cと基台3eとの間には、図2、図

(5)

特許3133766

10

3に示す通り、左右2本の油圧シリンダ3kの夫々両端がピン連結されている。尚、前後ピン連結部のいずれか一方は、図示するように（同図では基台3e側のピン連結部）、水平ピンでピン連結され、出口隙間δの調整時及びジョークラッシャ3の稼働時に、油圧シリンダ3kが上下方向に円滑に揺動できるようにしてある。これら油圧シリンダ3kの油圧回路は、図5に示す通り、油圧源3k1と、この油圧源3k1から油圧シリンダ3kへの圧油を断続し、又は切換える電磁式切換弁3k2と、この電磁式切換弁3k2に切換信号S2を与える制御器（制御手段）3k3と、この制御器3k3に例機のアペレータが切換信号S1を与える切換スイッチ3k4とを有している。

電磁式切換弁3k2は、油圧シリンダ3kのヘッド側に圧油を送るA1位置と、ボトム側に圧油を送るA2位置と、油圧シリンダ3kへの流路を遮断するA0位置（即ち、中立位置）とを有する3位置切換弁である。

オペレータが切換スイッチ3k4をB1位置にすると、制御器3k3はこの信号S1を受けて電磁式切換弁3k2をA1位置にする信号S2をこの電磁式切換弁3k2に inputsする。一方、オペレータが切換スイッチ3k4をB2位置にすると、制御器3k3は、この信号S1を受けて電磁式切換弁3k2をA2位置にする信号S2を、この電磁式切換弁3k2に inputsする。またオペレータが切換スイッチ3k4をB0位置にすると、制御器3k3はこの信号S1を受けて電磁式切換弁3k2をA0位置にする信号S2をこの電磁式切換弁3k2に inputsする。

電磁式切換弁3k2がA1位置になると、図5に示すように、油圧シリンダ3kが縮んでトグルブロック3cを基台3e（又はシム3jを介して基台3e）に強く接触させる。逆に電磁式切換弁3k2がA2位置になると、油圧シリンダ3kが伸びてトグルブロック3cを基台3eから離間させる。また電磁式切換弁3k2がA0位置になると、油圧シリンダ3kの伸縮が停止してトグルブロック3cも停止させる。

尚、本発明の構成の説明で、「トグルブロックを基台側へ移動させる側の回路」と記載しているが、これはトグルブロック3cと基台3eとの間に例えばリンク機構を加設すると、油圧シリンダ3kの伸縮とトグルブロック3cの移動方向との関係が前記関係と逆となることを加味したものである。

説明を元に戻す。上記「トグルブロック3cを基台3e側へ移動させる側の回路（即ち、この第1実施例では油圧シリンダ3kのヘッド側の回路）」にはアキュムレータ3k5と、圧力スイッチ3k6とを有している。

アキュムレータ3k5は次のように作用する。油圧シリンダ3kを用いると、その内部漏れと、スイングジョー3bのスイング時の慣性によってジョークラッシャ3の稼働時にトグルブロック3cの突出部3c4が基台3eのV形開口部3e1から周期的に離間しようとする。簡単に言えば、ガタ付きを起こそうとする。このようなジョークラッシャ3の稼働時におけるトグルブロック3cの「ガタ付

50

(6)

特許3133766

11

き」も、油圧シリンダ3kの圧力回路の内、トグルブロック3cを基台3e側へ移動させる側の回路にアキュムレータ3k5を設けたことにより、このアキュムレータ3k5の蓄圧が油圧シリンダ3kに作用するため、阻止される。

圧力スイッチ3k6は次のように作用する。ジョークラッシャ3が長時間稼働して油圧シリンダ3kの内部漏れが蓄積すると、アキュムレータ3k5の蓄圧も漸減する。このようになると、トグルブロック3cを基台3e側への押す油圧も漸減し、遂にはトグルブロック3cがガタ付くことが起きうる。そこで圧力スイッチ3k6は、トグルブロック3cを基台3e側へ移動させる側の回路がアキュムレータ3k5の最大蓄圧（即ち、最大油圧） $P_{max}$ より低い第1所定圧になったとき、その信号S3を制御器3k3に inputs する。制御器3k3は電磁式切換弁3k2がA1位置である場合、かつこの信号S3を受けたときから（第1例とする）か、又はこの信号S3を受けたときから所定期間（第2例とする）か、又はこの信号S3を受けたときから第2所定圧になるまで（第3例とする）、電磁式切換弁3k2をA1位置とする信号S2を、電磁式切換弁3k2に inputs する。即ちアキュムレータ3k5の蓄圧を一定に維持するか、又は例えば最大蓄圧 $P_{max}$ まで回復させてトグルブロック3cのガタ付きを阻止する。ここで、第1所定圧<第2所定圧<最大蓄圧 $P_{max}$ である。詳しくは次の通り。

前記第1例は制御器3k3と、電磁式切換弁3k2と、圧力スイッチ3k6とでアキュムレータ3k5の回路圧を所定圧（第1所定圧）以上に維持する機能を果たす。簡単に言えば、これらで一つの減圧弁となる。尚、第1例では、油圧シリンダ3kの油漏れが多いとき、電磁式切換弁3k2が常時作動してしまう。そこでこれを阻止する手段として前記第2、第3例を掲げた。先ず第2例の所定期間は、例えばアキュムレータ3k5が最大蓄圧 $P_{max}$ になるまでの期間に設定できる。一方、第3例は、例えば第2所定圧を最大蓄圧 $P_{max}$ に設定できる。尚、この第3例は、実質的には第2例と同じである。勿論、第2例の所定期間及び第3例の第2所定圧は他を基準としてもよい。これら第2、第3例によれば、電磁式切換弁3k2が第1例の如く常時作動することがないから、その分、電磁式切換弁3k2の寿命延長等に寄与でき、またアキュムレータ3k5の基本的効果（例えば、省エネ化）も達成できる。

尚、油圧回路は、図5に代えて各種準備できる。例えば図6のように構成しても構わない。即ち図8に示すように、制御器3k3を廃止する。またアキュムレータ3k5と圧力スイッチ3k6とを減圧弁3k7に置き換える。但し、減圧弁3k7の上流側は電磁式切換弁3k2に接続するが、下流側は油圧シリンダ3kに接続すると共に電磁式切換弁3k2にも接続する。そして電磁式切換弁3k2を例えば次の2つの位置、A1位置及びA2位置、を有したものとす。即ちA1位置は、油圧源3k1からの圧油を油圧シリンダ3kのヘッド側（即ち、減圧弁3k7の下流側）へ送るポートと、減圧弁3k7の上流側に送るポートと、油圧シリンダ3

12

kのボトム側からの戻り油をドレンするポートとを有している。一方、A2位置は、油圧源3k1からの圧油を油圧シリンダ3kのボトム側へ送るポートと、油圧シリンダ3kのヘッド側からの戻り油をドレンするポートとを有している。尚、ドレンすると言っても、タンクばかりでなく他の作動回路用の油器へ回しても構わない。そして切換スイッチ3k4は、A1位置に対応するB1位置と、A2位置に対応するB2位置との2位置スイッチとし、電磁式切換弁3k2に対し電気的に接続されている。

上記図6の油圧回路の作用を説明する。オペレータが切換スイッチ3k4をB1位置にすると、電磁式切換弁3k2はA1位置となる。そして油圧シリンダ3kのボトム側の圧油はドレンするが、ヘッド側には減圧弁3k7の作用に基づく規定圧の油が流入し、油圧シリンダ3kを縮める。尚、この状態はジョークラッシャ3の稼働時である。一方、ジョークラッシャ3の出口隙間を調整するとき（即ち、シム3jを出し入れするとき）は、切換スイッチ3k4をB2位置にする。このようにすると、電磁式切換弁3k2はA2位置となる。そして油圧シリンダ3kのヘッド側の圧油はドレンするが、ボトム側には油圧源3k1からの油圧が作用し、油圧シリンダ3kを伸ばす。このときトグルブロック3cは基台3eから離間するから、シム3jの出し入れが可能となる。

尚、上記各油圧回路例は空圧回路でも構わない。この場合、油圧源3k1は空圧源3k1と、また油圧シリンダ3kは空圧シリンダ3kと読替える。

上記第1実施例の効果を説明する。

(1) 第1に、基台3e側に、上面が下り斜面である突出部3c4を有するトグルブロック3cと、このトグルブロック3c側に、前記突出部3c4に合致した形状を有してこの突出部3c4を挟接可能とされたV形開口部3e1を有する基台3eとを有する。このため、従来の雄ねじ3h、3iを用いることなく、トグルブロック3cの上下方向Z及び前後方向Xへの自由移動を阻止できる。また従来の雄ねじ3h、3iの人手による辛勞作業も無くすることができる。詳しくは次の通り。

ジョークラッシャ3が停止しているときは、スイングジョー3bの自重に基づくモーメント力が、トグルプレート3fを介してトグルブロック3cの突出部3c4を、基台3eのV形開口部3e1に押し付ける。一方、ジョークラッシャ3が稼働しているときは、スイングジョー3bの自重に基づくモーメント力と被破砕物5の破砕力とが、トグルプレート3fを介してトグルブロック3cの突出部3c4を基台3eのV形開口部3e1に押し付ける。いずれにせよ、トグルブロック3cは、上下方向Zへも前後方向Xへも移動できず、固定される。尚、固定されているといっても完全固定ではなく、スイングジョー3bの振動に基づく慣性力によって前記「V形開口部3e1への押し付け力」は周期的に変化し、従って前記「ガタ付き」が発生する。そしてこのガタ付きを抑制しているのが前記油圧シリンダ

(7)

特許 3 1 3 3 7 6 6

13

3kやアキュムレータ3k5である。

尚、図1は、ジョークラッシャ3の出口隙間 $\delta$ を狭くした状態( $\delta = \delta 1$ )を示す。そして図7は、図1に対応したトグルブロック3cの向き(即ち、V形開口部3e1に加わる力ベクトル)を示す。一方、図2は、出口隙間 $\delta$ を広くした状態( $\delta = \delta 2$ 、但し、 $\delta 2 > \delta 1$ )を示す図である。そして図8は、図2に対応したV形開口部3e1に加わる力ベクトルを示す。これら図7、図8に示すように、出口隙間 $\delta$ を調整すると、力ベクトルはその強さと方向とが変化する。このため少なくとも、トグル

ブロック3cの突出部3c4の上面(即ち、下り斜面)は、この上面と力ベクトルとでなす角 $\theta$ が90度を越える角度としておく必要がある。尚、基台3eやシム3jの摩擦係数を考慮しないものとする。このようにしないと、トグルブロック3cは基台3e上やシム3j上を上向きに滑り、トグルブロック3cは基台3eのV形開口部3e1から外れる。

(2) 第2に、ブリテンション部材3g、3qをスイングジョー3bの背面とトグルブロック3cとの間に架設したため、出口隙間 $\delta$ の調整時に、ブリテンション部材3g、3qの再調整が不要となる。即ち、その分の従来の辛勞作業を無くすることができる。さらにまたこの結果、従来の油圧シリンダ(前述の通り、図18において図示せず)を有効活用できるようになる。詳しくは次の通り。

従来、スイングジョー3bの下部背面と基台3eとの間にブリテンション部材3gを架設した。このため出口隙間 $\delta$ の調整の都度、シム3jの増減に伴って架設間隔が増減する。このため、架設間隔の増減に応じたブリテンションの再設定が必要であった。ところが上記実施例によれば、ブリテンション部材3g、3qをスイングジョー3bの背面と、トグルブロック3cの側面(即ち、左右面)との間に架設した。このため出口隙間 $\delta$ を調整するためシム3jを増減しても、架設間隔が変化しないため、ブリテンションの再設定が不要となる。

また従来はジョークラッシャ3の出口隙間 $\delta$ の調整時だけに用いた油圧シリンダを、従来の雄ねじ3iに代えて用いることができる。即ち前述の通り、本実施例では、基台3e側に、上面が下り斜面である突出部3c4を有するトグルブロック3cと、このトグルブロック3c側に、前記突出部3c4に合致した形状を有してこの突出部3c4を挟接可能とされたV形開口部3e1を有する基台3eとを有している。このためトグルブロック3cがシム3jに当接したとき、それ以上の後方へ移動できない。尚、シム3jが無い場合は、トグルブロック3cが基台3eに当接したとき、それ以上の後方へ移動できない。ところがジョークラッシャ3の稼働時、スイングジョー3bの慣性力によってトグルブロック3cが基台3e(又はシム3j)に対してガタつくようになる。即ち従来はジョークラッシャ3の出口隙間 $\delta$ の調整時だけに用いた油圧シリンダを、この第1実施例では、単に出口隙間 $\delta$ の調整時だけでなく、従来の雄ねじ3iに代えてジョークラッシャ3の稼働時のトグル

14

ブロック3cのガタ付き阻止にも活用している。しかも油圧シリンダ3kであるため、自動制御が可能となり、またトグルブロック3cのガタ付きの完全阻止のためにアキュムレータ3k5等も使用でき、このアキュムレータ3k5の省エネ機能を活用できる。

(3) 即ち上記第1実施例によれば、人手を要することなくジョークラッシャ3の出口隙間 $\delta$ を調整でき、また調整済みの出口隙間 $\delta$ を自動的に維持できる簡単構造のジョークラッシャの出口隙間調整機構となる。

次に、第2実施例を図9～図16を参照し説明する。尚、上記第1実施例の図1～図8と同一部材には同一符号を付し重複説明を省略する。

第2実施例と第1実施例とは次の点で相違する。即ち図9、図10に示す通り、第2実施例ではトグルブロック3cの上面にほぼ近接してブラケット3e5を基台3eに固設し、またトグルブロック3cを基台3eに対し1本の油圧シリンダ3kと、左右2組の雄ねじ3i、3i及びこれらに螺着されたダブルナット3i1、3i1で着脱自在に連結した点である。詳しくは次の通り。

ブラケット3e5は、例えばオーバーホール時におけるトグルブロック3cの脱着時、トグルブロック3cが基台3eから転倒し脱落し難いように、また作業し易いように設けた部材である。

油圧シリンダ3kは、図11、図12に示す単動シリンダ3kや図13、図14に示す複動シリンダ3kが必要に応じて適用される。油圧シリンダ3kは、上記第1実施例と異なり、出口隙間 $\delta$ の調整時のみ作動させることとした。即ち出口隙間 $\delta$ の調整時(つまり、シム3jの出し入れ時)、先ずダブルナット3i1、3i1を緩める。これによりトグルブロック3cは基台3eから前後方向Xに移動自在となる。その後、油圧シリンダ3kを伸ばしてトグルブロック3cと基台3eとの密接状態(図11、図13参照)を離間状態(図12、図14参照)とする。そして、シム3jの挿入完了後、油圧シリンダ3kを縮めるには次のようにする。油圧シリンダ3kが単動シリンダならば、スイングジョー3bのモーメント力及びダブルナット3i1、3i1の締込みのいずれか一方又は両方で行う。また油圧シリンダ3kが複動シリンダならば、油圧力によって縮める。

尚、油圧シリンダ3kを伸縮させるとき、トグルブロック3cと基台3eとの左右間での摩擦力のアンバランスによってトグルブロック3cが左右方向へ偏動することがある。単動シリンダ3kならば、図11、図12に示すように、単動シリンダ3kがトグルブロック3cに固設していないから(正確には固設する必要がないから)、トグルブロック3cが偏動しても単動シリンダ3kが破損することはない。一方、複動シリンダ3kならば、トグルブロック3cに連結することとなる。このため複動シリンダ3kならば、図13、図14に示すように、トグルブロック3cを上下方向Zのピンでトグルブロック3cにピン連結してある。このためトグルブロック3cの偏動から複動シリンダ3kの破

(8)

特許3133766

15

損を阻止できる。

尚、トグルブロック3cは、雄ねじ3iとダブルナット3i1とによって基台3eに固設されているが、ジョークラッシュ3の稼働時、スイングジョー3bの慣性力によって、前後方向Xに振動する。またスイングジョー3bの上下方向Zの振動は基本的にはトグルプレート3fの第1当接部3c1回りと第2当接部3c2回りの振動によって吸収されるのであるが、トグルブロック3cも上下方向Zに微振動する。このため、これら微振動に基づく雄ねじ3iの破断が断念される。そこでこの第2実施例では、図10に示すように、第1策として、雄ねじ3iをトグルブロック3cにピン連結して雄ねじ3iへの振動伝達を軽減し、もって耐破断性を高めている。さらに第2策として、同じく図10に示すように、雄ねじ3iの軸長を長くして軸力を高め、もって耐破断性を高めている。そして次に述べるように、さらなる第3策を有している。

図15、図16に示す通り、第2当接部3c2回りには2つのモーメント $M_0$ 、 $M_5$ が生ずる。モーメント $M_0$ は、トグルブロック3cの自重に基づく第2当接部3c2回りのモーメントである。一方、モーメント $M_5$ は、ブリテンション部材3qの張力に基づく第2当接部3c2回りのモーメントである。尚、このモーメント $M_5$ は、ブリテンション部材3qの張力の軸線Pが第2当接部3c2を通過するように、第2当接部3c2とブリテンション部材3qとが配置されたときは、生じないことは明らかである。

ここでブリテンション部材3qのブリテンションを予め説明しておく。前後方向Xの振動は、トグルブロック3cを基台3eへ押し付ける力（後方向の力）と、トグルブロック3cを基台3eから離間させようとする力（前方向の力）との周期的繰り返しである。ここで後方向の力はトグルブロック3cを基台3eへ押し付ける力であるから、静的にはトグルブロック3cの突出部3c4が基台3eのV形開口部3e1に完全に挟まれた状態であると見做せる。従って後方向の力が雄ねじ3iを破断させる概念はない。ところが、前方向の力はトグルプレート3fやトグルブロック3c等のマス（即ち「スイングジョー3bを停止させようとするトグルプレート3fやトグルブロック3c等の慣性力」）を生じさせる力である。そしてブリテンションは、前記マスを確保するだけの力である。別言すれば、ブリテンションが無ならば、トグルプレート3fはスイングジョー3bの前方向の力の発生時に第1当接部3b1と第2当接部3c1との間から脱落してしまう。即ちブリテン

16

\* ションは極めて大きく設定してある。具体的には、例えばトグルブロック3c自重が0.3トン程度ならば、ブリテンションは例えば2トン、従って、左右2本のブリテンション部材3qで計4トン程度とされる。

説明を元に戻す。そこで本第2実施例では、図15に示すように、両モーメントモーメント $M_0$ 、 $M_5$ を同方向に設定した。これは、図15に示すように、第2当接部3c2から軸線Pまでの最短距離 $L_1$ を第2当接部3c2の下方に位置させることで達成できる。このようにすることによりトグルブロック3cの下面は常時、基台3eのV形開口部3e1の上面に接地する。つまりトグルブロック3cは上下方向Zの微振動を受けても上下振動しない。また、前後方向Xを受けても、V形開口部3e1の上面に接地しつつ前後方向Xに滑ろうとするだけであるから、雄ねじ3iに対する繰り返し負荷の方向も単純である。即ち、トグルブロック3cを基台3e側に固定する各種手段も単純化、かつ小型化できるようになる。具体的には、雄ねじ3iの耐破断性が単純化され、耐破断性が高まる効果を奏する。また例えばトグルブロック3cと基台3eとの当接面は振動によって磨耗するが、この磨耗も単純モードとなり、これを見越して例えば表面硬化処理や、シム3jの形状改善を行い易くなる。

即ち上記効果は、モーメント $M_0$ の回転方向を「 $M_0 > 0$ 」として、両モーメント $M_0$ 、 $M_5$ が「 $M_0 + M_5 > 0$ 」の関係で得られる。そしてこのような関係「 $M_0 + M_5 > 0$ 」は、図16に示すように、第2当接部3c2から軸線Pまでの最短距離 $L_1$ を第2当接部3c2の上方に位置させたとき（即ち「 $M_5 < 0$ 」となるとき）でも達成できる。

即ち両モーメント $M_0$ 、 $M_5$ は、「 $M_0 > 0$ 」として「 $M_0 + M_5 > 0$ 」の関係を満足するように、ブリテンション部材3qをスイングジョー3bの背面とトグルブロック3cとの間に架設すれば、雄ねじ3iの耐破断性を高めることができる。これが、前記第3策である。尚、この第3策の効果は、雄ねじ3iに対してのみ効果が有るのではない。例えば、前記油圧シリンダ3kが上記第1実施例のように、ジョークラッシュ3の稼働時に、油圧力でトグルブロック3cを基台3e側へ付勢するものに対しても有効であることは説明を待たない。

産業上の利用可能性

本発明は、簡単な構造で、調整が容易なジョークラッシュの出口隙間調整機構として有用である。

【第4図】

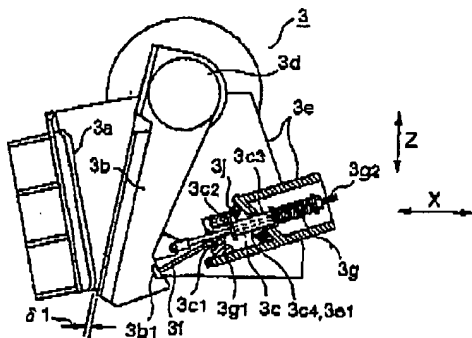




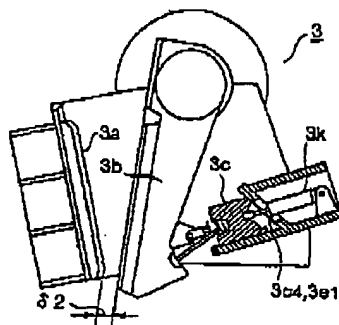
(9)

特許3133768

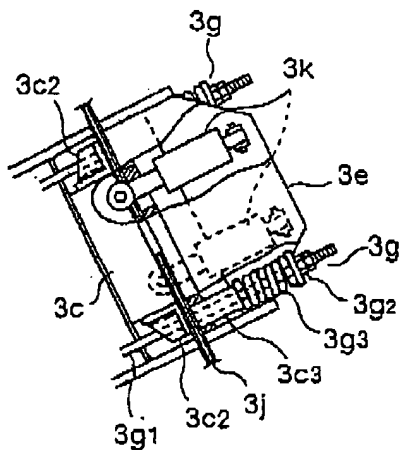
【第1図】



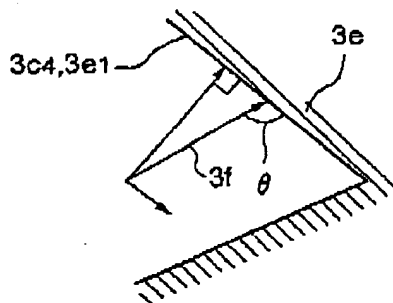
【第2図】



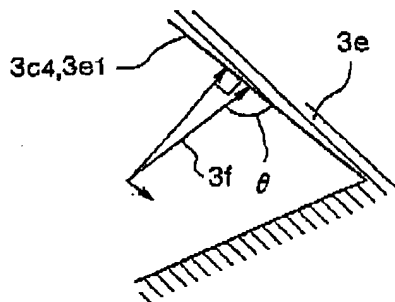
【第3図】



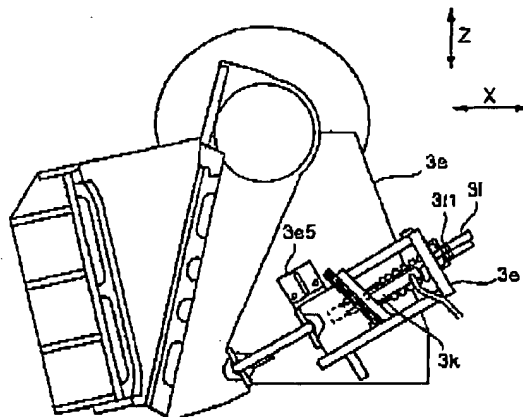
【第7図】



【第8図】



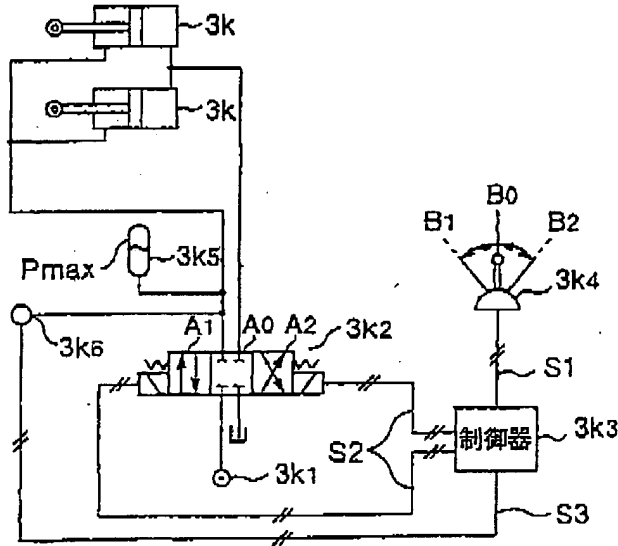
【第9図】



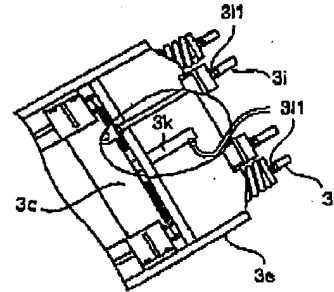
(10)

特許3133766

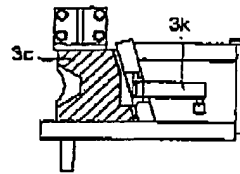
【第5図】



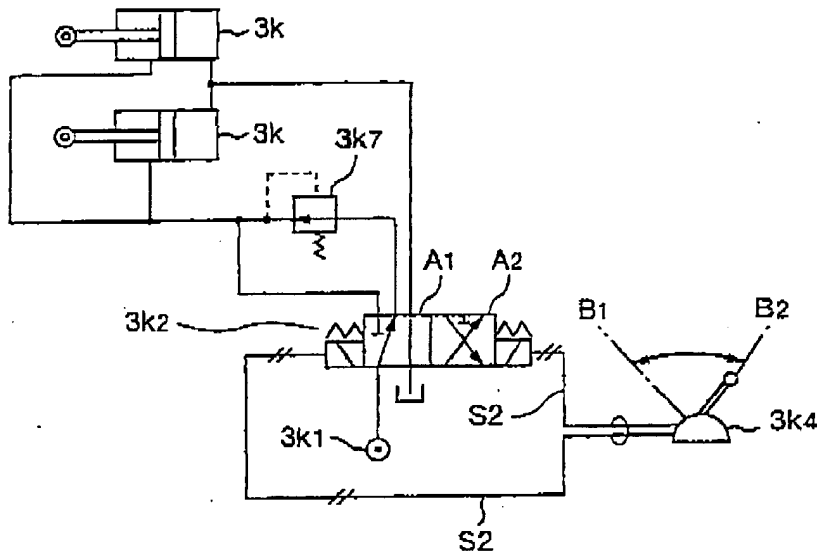
【第10図】



【第11図】



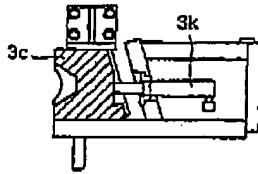
【第6図】



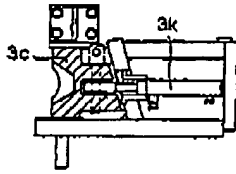
(11)

特許3133766

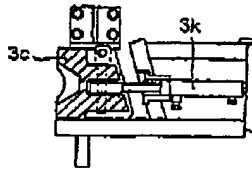
【第12図】



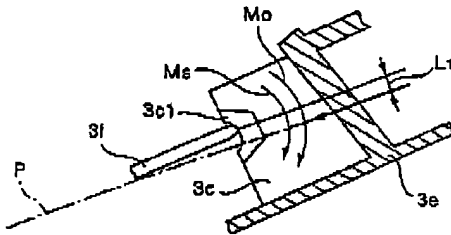
【第13図】



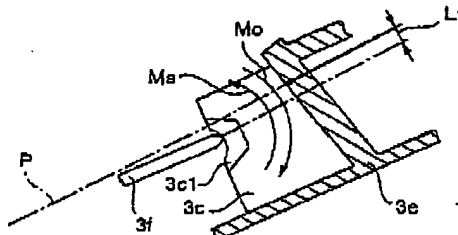
【第14図】



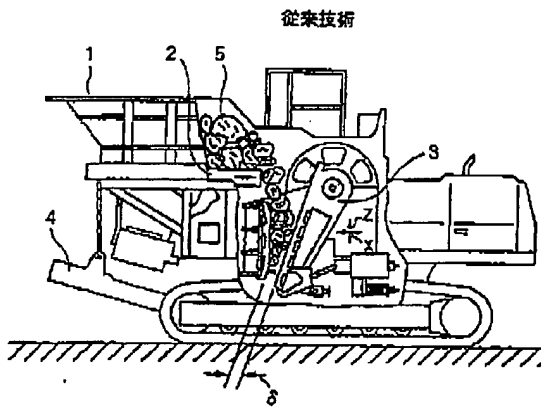
【第15図】



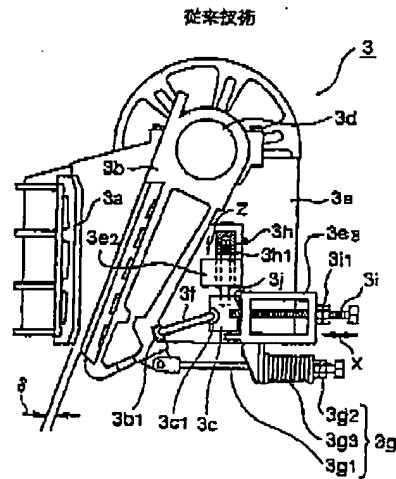
【第16図】



【第17図】



【第18図】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開 昭54-7668 (J P, A)

(58)調査した分野(Int.Cl.<sup>7</sup>, DB名)

B02C 1/02 - 1/10